Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics, 36, 3, 2024. (15-32)

Ferdowsi University of Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

Society of Manufacturing Engineering of Iran

Numerical Simulation of Turbulent Heat Transfer in Boiler with Supercritical Fluid and Asymmetric Thermal Conditions

Research Article

Saied Moghaddam[1]

DOI: 10.22067/jacsm.2024.81867.1179

Abstract *Heat transfer in boiler with supercritical fluid is asymmetrical. Also, in this type of boilers, pipes are installed both horizontally and inclined. But usually in the previous works, heat transfer is considered symmetrically or the pipes are horizontal or vertical. Therefore, in the present paper, heat transfer in a boiler tube with supercritical fluid in which there are both horizontal and inclined parts is studied and analyzed. The heat flux of the pipe is considered asymmetric. Numerical simulation has been done using Fluent software. Also, the REFPROP database has been used to apply the supercritical fluid properties of water. In order to model the turbulence, the RNG k-ε model based on Reynolds*-averaged *Navier–Stokes has been used. The results show that the highest and lowest internal tube temperature reach near the pseudocritical temperature range (380 Celsius) at a height of 10 m and 15.5 m, respectively. The highest temperature of the tube wall changes from the beginning to the end of the tube between 603 °C and 666 °C. Also, the Nusselt number increases with the increase of the tube height and its value increases significantly near the pseudocritical temperature. In this range, the value of the Nusselt number reaches 6800, which is 3.6 times its value at the entrance of the tube.*

Key Words Supercritical boiler, Pseudocritical point, Numerical solution, Asymmetric thermal flux, Thermophysical properties

1. Introduction

Supercritical boilers are a type of power plant boilers. In these boilers, supercritical water conditions are used to evaporate water. Considering the large changes in water properties in the supercritical region, it is critical to investigate the heat transfer of water in the supercritical state in the boiler. The higher temperature and pressure of water vapor in boilers with supercritical fluid improve efficiency and, as a result, reduce greenhouse gas emissions. The pipes through which the supercritical water flows are located around the boiler body. The combustion gases pass through the boiler body. Therefore, the thermal conditions of the pipes are asymmetrical. That is, half of the walls of the pipes, which are located towards the center of the boiler body, are in the vicinity of the heat flux of combustion gases. The heat flux of the half of the pipe wall that is in contact with the external body of the boiler is also almost equal to zero (the external body of the boiler is thermal insulation).

Although many studies have investigated the supercritical water inside the pipe, most of them have considered thermal conditions symmetrical. Moreover, the flow is usually considered inside a horizontal or vertical pipe. Therefore, in the present research, the numerical solution of the supercritical water flow in a pipe of a real boiler that has both inclined and horizontal parts is considered. Furthermore, asymmetric heating conditions have been applied for the heat flux around the tube carrying the supercritical flow according to the operation of the boiler. Simultaneous investigation of these factors in a supercritical boiler can help to understand heat transfer and supercritical water flow in boiler tubes.

2. Material and Methods

The boiler of the Neka power plant in Mazandaran, Iran, is a type of boiler with a supercritical fluid and a nominal power of 440 MW. For this reason, the evaporator part of this boiler, which includes the supercritical flow of water, is considered to check heat transfer and supercritical fluid flow. The evaporator tubes are composed of two inclined and horizontal parts. The diameter of the pipes through which the supercritical flow of water passes is 28 mm and the thickness of the pipe wall is 5 mm. The length and height of the pipe are 100 and 20 m, respectively. The angle of the inclined pipe section is equal to 15 degrees. A sheet with a thickness of 3 mm and a height of 7 mm is installed on the pipes at the top and bottom. The heat flux in the inner part of the tube is 250 kW/m^2. The outer part of the tube is considered insulated. Moreover, the flow rate of water entering the pipe is equal to 2.247 kg/s, the

*Manuscript received: April 8, 2023. Revised, January 28, 2024, Accepted, April 9, 2023.

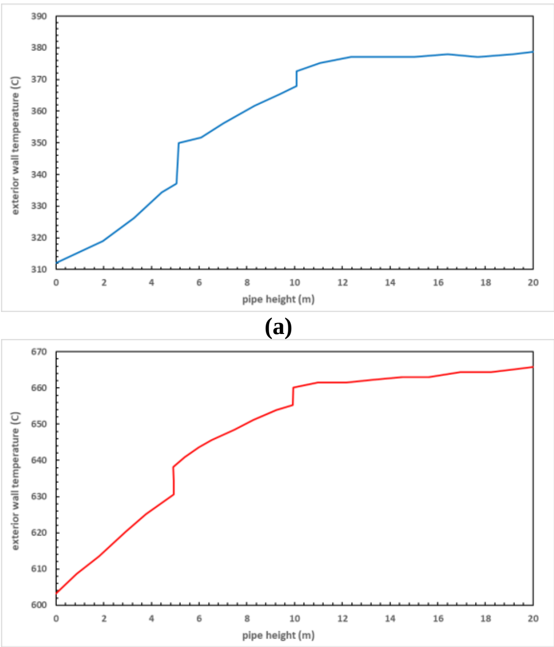
[1] Assistant Professor Department of Food Technology, Faculty of Agricultural Technology, College of Agriculture and Natural Resources, University of Tehran, Tehran, Iran. **Email:** saiedmoghaddam@ut.ac.ir

temperature of the entering water is 312ºC, and the water pressure at the entrance of the pipe is 24.12 MPa.

The water flow inside the pipe is turbulent. To simulate the flow, the equations of continuity, RANS, and energy were solved using the FLUENT software. The number of created grids was approximately nine million. The FLUENT software uses the REFPROP database for the supercritical fluid properties of water. The solver model was set to pressure-based and the flow condition was considered steady state. In addition, the acceleration of gravity was activated. The turbulence model RNG κ-ε was considered to simulate the turbulent fluid flow.

3. Results

One of the most important values in the design and operation of boiler tubes is the maximum temperature of the outer wall of the tubes. If the operating temperature exceeds the temperature that the pipe material can withstand, it will damage the pipes. In Figure 1, the minimum and maximum temperature changes of the outer wall of the pipes are plotted according to the height of the pipe. The minimum temperature of the external wall of the pipe changes from 312ºC to 381ºC and the maximum temperature of the external wall of the pipe changes from 603ºC to 666ºC. Therefore, the maximum temperature of the pipe wall increases between 603ºC and 666ºC from the beginning to the end of the pipe. The material of the pipe must be such that it can withstand this maximum temperature.



(a)

(b)

Figure 1: Changes in the minimum and maximum temperatures of the outer wall of the pipe according to the height of the pipe a) minimum temperature b) maximum temperature

For a more detailed examination of changes in the temperature of the pipe body and the temperature of the supercritical water, the temperature contour at the pipe outlet is drawn in Figure 9. The highest body temperature occurs in the plates installed on the boiler tubes. The temperature of the pipe on the insulation side is similar to the temperature of the fluid inside the pipe and is equal to 380ºC, and the temperature of the outer body of the pipe on the side where the heat flux enters is approximately 480ºC.

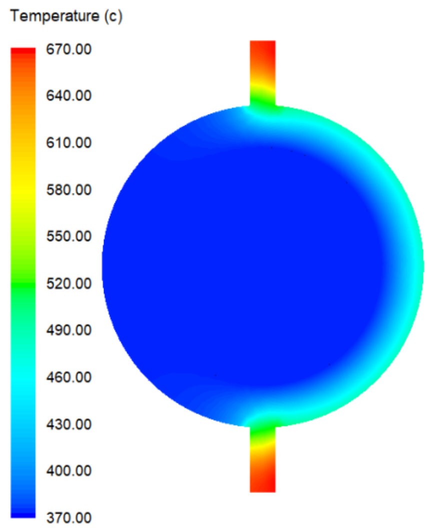


Figure 2: Temperature contour at the outlet of the boiler tube

4. Conclusion

The supercritical water flow in the boiler tubes of the Neka power plant in Mazandaran, Iran, which has both inclined and horizontal parts and its heat flux is asymmetrical, was numerically simulated using the FLUENT software. It was concluded that the highest temperature occurs at the angle of $\alpha = 90^{\circ}$ and the lowest temperature occurs at the angle of $\alpha = -90^{\circ}$. Furthermore, the highest and lowest temperatures of the inner wall of the pipe are at the height of 10 m and 15.5 m, respectively, in the subcritical temperature range, and the highest temperature of the pipe wall varies from 603˚C to 666˚C from the beginning to the end of the pipe. Finally, it can be concluded that the FLUENT software along with the REFPROP database can be used to simulate the flow and heat transfer of supercritical water in the supercritical boiler tube.

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک، ۳۶، ۳، ۱۴۰۳. (۳۲-۱۵)

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک

http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت آشفته در بویلر با سیال فوق‌بحرانی و شرایط گرمایی نامتقارن*

مقاله پژوهشی

سعید مقدم[۱]

DOI: 10.22067/jacsm.2024.81867.1179

چکیده *انتقال حرارت در بویلر با سیال فوق‌بحرانی، به صورت نامتقارن می‌باشد. همچنین در این نوع بویلرها، لوله‌ها هم به صورت افقی و هم به صورت شیب‌دار نصب می‌شوند، اما معمولا در کارهای بررسی شده، انتقال حرارت به صورت متقارن و یا لوله‌ها به صورت افقی یا عمودی در نظر گرفته می‌شوند. بنابراین در مقاله حاضر، انتقال حرارت در یک لوله بویلر با سیال فوق بحرانی که در آن هم قسمت افقی و هم قسمت شیب‌دار وجود دارد، مورد مطالعه و تحلیل قرار می‌گیرد. شار حرارتی لوله به صورت نامتقارن در نظر گرفته شده است. شبیه‌سازی عددی با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت انجام گردیده است. همچنین از پایگاه داده REFPROP برای اعمال خصوصیات سیال فوق بحرانی آب استفاده گردیده است. به منظور مدل‌سازی آشفتگی، از مدل RNG k-ε مبتنی بر ناویراستوکس میانگیری‌شده رینولدز استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهند که بیشترین و کمترین دمای دیواره داخلی لوله به ترتیب در ارتفاع‌های ۱۰ m و ۱۵/۵ m در محدوده دمای شبه‌بحرانی (۳۸۰°C) قرار می‌گیرند. بیشترین دمای دیواره لوله از ابتدا تا انتهای لوله بین ۶۰۳°C تا ۶۶۶°C تغییر می‌یابد. همچنین عدد ناسلت با افزایش ارتفاع لوله افزایش یافته و مقدار آن در نزدیکی دمای شبه‌بحرانی، افزایش چشم‌گیری دارد. در این محدوده مقدار عدد ناسلت به ۶۸۰۰ می‌رسد که ۳/۶ برابر مقدار آن در ورودی لوله است.*

واژه‌های کلیدی بویلر فوق‌بحرانی، نقطه شبه‌بحرانی، حل عددی، شار حرارتی نامتقارن، خواص ترموفیزیکی.

مقدمه

یکی از انواع بویلرهای نیروگاهی، بویلرهای فوق‌اشباع می‌باشند. در این بویلرها برای تبخیر آب از شرایط فوق‌بحرانی آب استفاده می‌کنند. آب در فشار ۲۲/۰۶۴ MPa و دمای ۳۷۳/۹۵ oC در حالت فوق‌بحرانی قرار می‌گیرد. در نقطه فوق‌بحرانی تفاوت میان ناحیه مایع و بخار از بین می‌رود. همچنین ظرفیت گرمایی ویژه سیال در نقطه فوق‌بحرانی به بیشترین مقدار خود می‌رسد. سیال فوق‌بحرانی دارای تغییرات شدید خواص ترموفیزیکی در این محدوده می‌باشد. با توجه به تغییرات زیاد خواص آب در ناحیه فوق‌اشباع از جمله چگالی، ویسکوزیته، رسانندگی گرمایی و ظرفیت گرمایی ویژه، بررسی انتقال حرارت آب در حالت فوق‌اشباع در بویلر از اهمیت به‌سزایی برخوردار است.

دما و فشار بالاتر بخار آب در بویلرهای با سیال فوق‌بحرانی باعث بهبود راندمان و در نتیجه کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای می‌گردد. همچنین با اینکه بویلرهای با سیال فوق‌بحرانی قیمت بیشتری نسبت به بویلرهای معمولی (شرایط زیر بحرانی) دارند، اما سرمایه‌گذاری اولیه بیشتر در بویلرهای با سیال فوق‌بحرانی با صرفه‌جویی هزینه به دلیل کاهش هزینه‌های عملیاتی جبران می‌گردد. بنابراین بویلرهای با سیال فوق‌بحرانی در سه حوزه بهره وری، انتشار گازهای گلخانه‌ای و هزینه کارکرد، که امروزه

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۱/۱/۱۹و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۳/۱/۲۰ می‌باشد.

(۱) استادیار، گروه فناوری صنایع غذایی، دانشکده فناوری کشاورزی (ابوریحان)، دانشکدگان کشاورزی و منابع طبیعی، دانشگاه تهران، تهران، ایران

Email: saiedmoghaddam@ut.ac.ir

بیشترین اهمیت را برای صاحبان و اپراتورهای نیروگاه‌ها دارند، مورد توجه می‌باشند. بویلرهای با سیال فوق‌بحرانی معمولا در نیروگاه‌ها برای تولید بخار و سپس چرخاندن توربین‌ها برای تولید الکتریسیته کاربرد دارند. لوله‌هایی که جریان آب فوق‌بحرانی از آن عبور می‌کنند در اطراف بدنه بویلر قرار دارند. همچنین جریان گازهای احتراق از داخل بدنه بویلر عبور می‌کنند. بنابراین شرایط گرمایی لوله‌ها به صورت نامتقارن است؛ یعنی نیمی از جداره لوله‌ها که به سمت مرکز بدنه بویلر قرار دارند در مجاورت شار حرارتی گازهای احتراق هستند. شار حرارتی نیمی از جداره لوله که در تماس با بدنه خارجی بویلر هستند نیز تقریبا برابر با صفر است (بدنه خارجی بویلر عایق حرارتی می‌باشد).

کارهای زیادی برای بررسی جریان فوق‌بحرانی در داخل لوله انجام شده است. ولی اکثر آن‌ها شرایط گرمایی را به صورت متقارن در نظر گرفته‌اند. همچنین معمولا جریان در داخل یک لوله افقی یا عمودی در نظر گرفته شده است.

یاماگاتا و همکاران [1] جریان آب فوق‌بحرانی را در لوله‌های افقی و عمودی با شار گرمایی یکنواخت و متقارن ۱۱۶ kW/m^2 تا ۹۳۰ kW/m^2 به صورت آزمایشگاهی بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که در شار حرارتی به حد کافی کم، ضریب انتقال حرارت برای لوله افقی پیرامون محیط لوله یکنواخت بوده و مشابه لوله عمودی است. اما در شارهای حرارتی بزرگ‌تر، ضریب انتقال حرارت در محیط پایین و بالای لوله افقی به ترتیب بیشتر و کمتر از لوله عمودی است. ژانگ و همکاران [2] مدل‌های آشفتگی مختلف را برای شبیه‌سازی عددی جریان فوق‌بحرانی در لوله‌های افقی و عمودی استفاده کرده‌اند. آن‌ها نتایج تحلیل عددی را برای مدل‌های آشفتگی مختلف با نتایج تجربی مقایسه کرده و به این نتیجه رسیده‌اند که مدل تنش رینولدز (Reynolds stress model) تطابق بهتری با نتایج آزمایشگاهی دارد. کنگ و همکاران [3] اثر عدد پرانتل آشفتگی را بر انتقال حرارت آب فوق‌بحرانی با استفاده از مدل SST k–ω مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که استفاده از مدل عدد پرانتل آشفتگی ثابت منجر به خطا در پیش‌بینی ویژگی‌های انتقال حرارت آب فوق‌بحرانی تحت شرایط افت انتقال گرما می‌گردد. شبیه‌سازی‌های عددی مستقیم (DNS) برای مطالعه انتقال حرارت آشفته اجباری آب در دو فشار فوق‌بحرانی مختلف ۲۳ MPa و ۲۵ MPa در یک لوله با شار حرارتی ثابت توسط لیو و همکاران [4] استفاده گردیده است. هدف از این مطالعه، بررسی مکانیزم‌های انتقال حرارت آشفته سیالات فوق‌بحرانی در جریان در حال توسعه و در فشارهای متفاوت بوده است. نتایج این کار نشان داد که در نسبت فشار کمتر (نسبت فشار سیال به فشار بحرانی سیال) هر دو مقدار ضریب اصطکاک و عدد ناسلت کوچک‌تر می‌شوند. اسچات و همکاران [5] کارایی روابط تجربی را برای شروع افت انتقال حرارت (DHT) (Deteriorated Heat Transfer) در لوله عمودی برای آب فوق‌بحرانی بررسی کردند. افت انتقال حرارت در سیال فوق‌بحرانی به علت تغییرات شدید خواص فیزیکی سیال در فشارهای بالاتر از فشار بحرانی رخ می‌دهد. آن‌ها یک رابطه تجربی پیشنهاد کردند که ۷۶/۹٪ از داده‌های DHT را پیش‌بینی می‌کند. آن‌ها توزیع دمای بخار و دیواره را در هر ردیف از لوله‌های بویلر تعیین کردند. وگلارز و همکاران [6] سوپرهیتر بخار را در یک بویلر فوق‌بحرانی به صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها بیان کردند که دانستن دمای دیواره‌های لوله و بخار در امتداد جهت جریان، انتخاب جنس فولاد مناسب برای لوله‌ها را امکان‌پذیر می‌سازد. هائو و همکاران [7] جریان و انتقال حرارت آب فوق بحرانی را در لوله‌های یک بویلر فوق‌بحرانی ۱۰۰۰ مگاواتی با استفاده از روش شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها دریافتند که ضریب انتقال حرارت با افزایش دبی ورودی افزایش می‌یابد. همچنین روابط مختلفی برای پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت ارائه کردند. ژانگ و چی [8] انتقال حرارتی ترکیبی آشفته آب فوق‌بحرانی را در یک لوله عمودی که دارای شیارهای V شکل می‌باشد به صورت شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار داده‌اند. آن‌ها برای حل عددی از مدل آشفتگی عدد رینولدز کوچک (Low-Reynolds number) استفاده کرده‌اند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که زاویه شیار ۱۲۰ درجه بهترین عملکرد انتقال حرارت را در بین سه زاویه شیار بررسی شده ارائه می‌دهد. همچنین عمق شیار کمتر باعث می‌گردد که افزایش انتقال حرارت تضعیف شود. دو و همکاران [9] از حل عددی برای بررسی تأثیر قطر بر انتقال حرارت و جرم آب فوق‌بحرانی در یک لوله عمودی استفاده کرده‌اند. مقادیر قطر از چند میلی‌متر تا کمتر از یک

میلی‌متر در این کار در نظر گرفته شده است. آن‌ها نتیجه گرفته‌اند که کاهش قطر سبب افزایش کارایی انتقال حرارت می‌گردد. روش پیش‌بینی برای وقوع شار حرارتی بحرانی (CHF) (Critical Heat Flux) برای جریان آب فوق‌بحرانی به صورت تئوری و آماری توسط لو و همکاران [10] مورد بررسی قرار گرفته است. CHF جریان فوق‌بحرانی، به عنوان کمترین شار حرارتی که سبب بیشترین دمای دیواره می‌گردد تعریف می‌شود. در این کار با بررسی کارهای آزمایشگاهی متفاوت، یک رابطه تجربی با دقت بالا برای پیش‌بینی CHF پیشنهاد گردیده است. ژو و همکاران [11] انتقال حرارت آب فوق‌بحرانی را در یک لوله دیواره آبی (Water wall) عمودی به سمت بالا در یک بویلر ۶۶۰ MW را به صورت آزمایشگاهی و عددی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که لوله دیواره آبی می‌تواند مانع از وجود جوشش فیلمی (Film boiling) و دمای بیش از حد شود، و سبب می‌گردد که انتقال حرارت دیواره آبی ایمن باشد. وانگ و همکاران [12] انتقال حرارت به آب فوق‌بحرانی در یک لوله صاف با زاویه شیب ۲۵ درجه را مورد آزمایش قرار دادند. نتایج تجربی نشان می‌دهد که افزایش شار جرمی انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد. آن‌ها همچنین از حل عددی برای بررسی دقیق‌تر موضوع استفاده کردند و نتیجه گرفتند که تأثیر شار جرمی متغیر بر انتقال حرارت فوق‌بحرانی با تغییر ویژگی‌های توزیع شعاعی آشفتگی و خواص فیزیکی، تحقق می‌یابد.

در کارهایی که به آن‌ها اشاره شد، شار حرارتی وارد به دیواره لوله جریان آب فوق‌بحرانی به صورت متقارن فرض شده است. وانگ و همکاران [13] جریان فوق‌بحرانی آب را در یک لوله عمودی با شرایط شار حرارتی نامتقارن به صورت تحلیل عددی انجام داده‌اند. تحلیل آن‌ها نشان می‌دهد که سرعت سیال در ناحیه گرمایش به صورت M شکل و در ناحیه عایق حرارتی به صورت سهمی در می‌آید. همچنین اختلاف چگالی زیاد بین سمت در حال گرمایش لوله و سمت عایق گرمایی آن، تولید انرژی جنبشی آشفته ناشی از تنش‌های برشی را افزایش می‌دهد. لی و همکاران [14] انتقال حرارت جریان آب فوق‌بحرانی را در یک لوله دایره‌ای عمودی که از یک طرف گرم می‌شود به صورت عددی بررسی کرده‌اند. مطالعات آن‌ها برای فشار ۲۴/۸۲ MPa و شار حرارتی بین ۱۵۸ kW/m^2 تا ۳۷۰ kW/m^2 انجام شده است. آن‌ها نتیجه گرفتند که در محدوده مورد مطالعه، همبستگی تجربی ناسلت برای گرمایش متقارن می‌تواند حداکثر دمای دیواره محیطی یک لوله گرم شده به صورت نامتقارن را پیش‌بینی کند. ژانگ و همکاران [15] انتقال حرارت آب فوق‌بحرانی را در یک لوله عمودی گیرنده برج خورشیدی مورد بررسی قرار داده‌اند. آن‌ها از مدل $\kappa - \varepsilon$ RNG با تابع دیواره استاندارد برای حل عددی استفاده کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که حداکثر دمای دیواره برای جریان آب فوق‌بحرانی در لوله‌ای که از یک طرف توسط شار گرمای فرودی متمرکز خورشیدی گرم می‌شود، در دیواره بیرونی به سمت خورشید رخ می‌دهد. در این محل شار گرمای فرودی بیشترین مقدار را دارد. کیو و همکاران [16] انتقال حرارت آب فوق‌بحرانی در لوله عمودی رو به بالا را تحت حرارت متقارن و نامتقارن به صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار داده‌اند. آن‌ها در این کار تفاوت بین گرمایش متقارن و نامتقارن را تبیین کردند. دمای دیواره لوله صاف تحت گرمایش نامتقارن توزیع سهمی را نشان می‌دهد و مقدار ماکزیمم آن در نقطه میانی سمت دیواره گرم شده رخ می‌دهد. همچنین، بیشترین مقدار دمای دیواره در حالت گرمایش نامتقارن بزرگ‌تر از حالت دمای متقارن است.

با توجه به بررسی کارهای انجام شده، بررسی دقیق‌تر انتقال حرارت جریان آب فوق‌بحرانی در حالتی که گرمایش نامتقارن وجود دارد مورد نیاز است. همچنین در کارهای اشاره شده لوله‌ها به صورت افقی یا عمودی در نظر گرفته شده‌اند. در صورتی که در بویلرهای فوق‌بحرانی، لوله‌ها هم به صورت افقی و هم به صورت شیب‌دار وجود دارند. بنابراین در این کار حل عددی جریان آب فوق‌بحرانی در یک لوله از یک بویلر واقعی که هم قسمت شیب‌دار و هم قسمت افقی دارد در نظر گرفته شده است. همچنین شرایط گرمایی نامتقارن برای شار حرارتی اطراف لوله حامل جریان فوق‌بحرانی مطابق کارکرد بویلر اعمال شده است. بررسی هم‌زمان این عوامل در بویلر فوق‌بحرانی می‌تواند به فهم انتقال حرارت و جریان آب فوق‌بحرانی در لوله‌های بویلر کمک کند. در ابتدا برای صحه‌گذاری حل عددی، یک کار آزمایشگاهی برای مقایسه نتایج با حل عددی حاضر انتخاب می‌گردد. سپس

بعد از اطمینان از روش و نتایج حل عددی، انتقال حرارت در لوله بویلر مورد بررسی و تجزیه و تحلیل قرار می‌گیرد.

فیزیک مسئله و معادلات حاکم

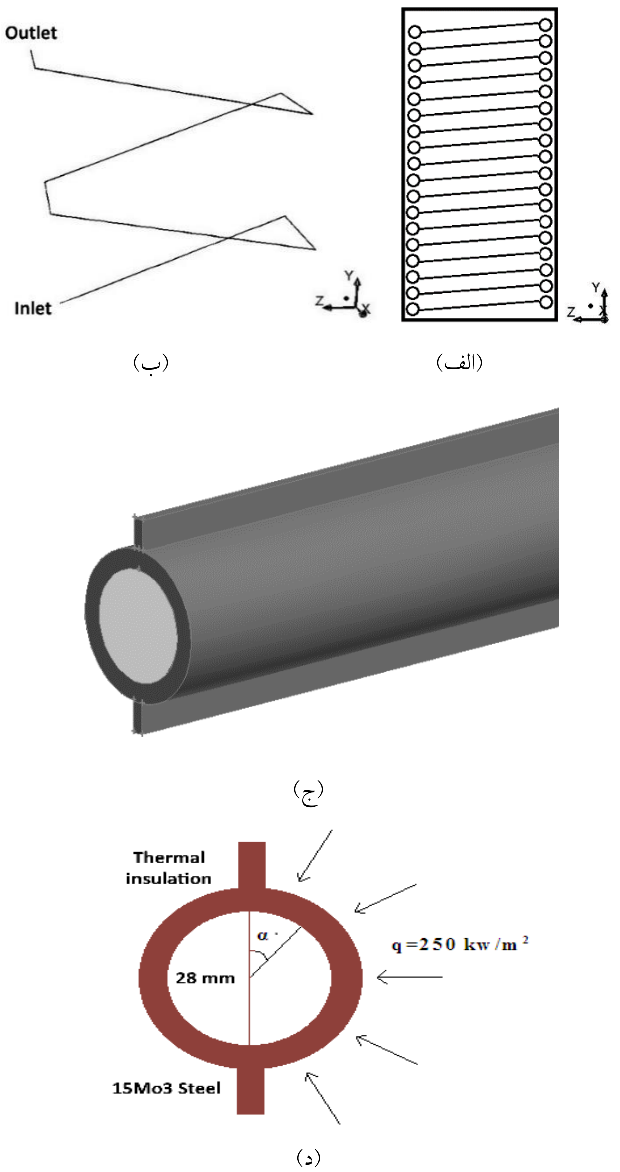
بویلر نیروگاه نکا مازندران از نوع بویلر با سیال فوق‌بحرانی و توان نامی ۴۴۰ MW می‌باشد. به همین دلیل بخش اواپراتور این بویلر که شامل جریان فوق‌بحرانی آب می‌باشد برای بررسی انتقال حرارت و جریان سیال فوق‌بحرانی در نظر گرفته شده است. نمای اواپراتور در این بویلر و نحوه آرایش هندسی لوله‌ها در آن، در شکل (۱–الف) نمایش داده شده است. لوله‌های اواپراتور مطابق شکل (۱–ب)، از دو بخش شیب‌دار و افقی تشکیل شده‌اند. قطر لوله‌هایی که جریان فوق‌بحرانی آب از آن‌ها عبور می‌کند برابر با ۲۸ mm و ضخامت دیواره لوله برابر با ۵ mm است. طول لوله برابر با ۱۰۰ m و ارتفاع آن نیز برابر با ۲۰ m است. زاویه بخش لوله شیب‌دار نیز برابر با ۱۵ درجه است. بر روی لوله‌ها در سمت بالا و پایین یک ورق با ضخامت ۳ mm و ارتفاع ۷ mm نصب گردیده است. همچنین جنس لوله‌ها و ورق نصب شده بر روی آن از فولاد آلیاژی 15Mo3 با ضریب رسانندگی گرمایی ۱۶/۳W/m.K3 می‌باشد. جریان گازهای احتراق از بخش داخل لوله عبور کرده، در نتیجه قسمت داخلی لوله ($0^\circ < \alpha < 180^\circ$) تحت تأثیر شار حرارتی تقریبا یکنواخت قرار می‌گیرد. با استفاده از موازنه انرژی در بویلر فوق‌بحرانی نیروگاه نکا، مقدار این شار حرارتی برابر با ۲۵۰ kW/m^2 به دست آمده است. قسمت بیرونی لوله ($-180^\circ < \alpha < 0^\circ$) نیز تحت تأثیر شار حرارتی نبوده و نزدیک به دیواره خارجی بویلر که عایق می‌باشد قرار دارد. بنابراین بخش بیرونی لوله عایق در نظر گرفته می‌شود. همچنین دبی آب ورودی به لوله برابر با ۲/۲۴۷ kg/s، دمای آب ورودی ۳۱۲ ^oC و فشار آب در ورودی لوله برابر با ۲۴/۱۲ MPa می‌باشد.

جریان آب داخل لوله آشفته می‌باشد. معادلات پیوستگی، ناویراستوکس میانگیری‌شده رینولدز (RANS) و انرژی مطابق معادله (۱) است [17,18]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\bar{u}_i) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\bar{u}_i\bar{u}_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho\vec{g} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k}\right)-\rho\overline{u_i'u_j'}\right]$$

$$\frac{\partial(\rho c_p\bar{u}_j\bar{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(k+\frac{c_p\mu_t}{Pr_t}\right)\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j}\right) \qquad (۱)$$



شکل ۱ هندسه لوله بویلر با سیال فوق‌بحرانی در نیروگاه نکا مازندران: الف) شماتیک کلی اواپراتور، ب) نمای یکی از لوله‌ها در اواپراتور، ج) نمای نزدیک‌تر لوله و د) شار حرارتی نامتقارن

در این معادلات ρ چگالی، $\bar{u}$ سرعت متوسط‌گیری‌شده زمانی، P فشار، g شتاب جاذبه، μ ویسکوزیته دینامیکی، $\bar{T}$ دمای متوسط‌گیری‌شده زمانی، c_p ظرفیت گرمایی ویژه، k رسانندگی گرمایی، μ_t ویسکوزیته آشفتگی و Pr_t عدد پرانتل آشفتگی با مقدار ۰٫۹ می‌باشد. عبارت آخر در معادله ناویراستوکس ($\rho\overline{u_i'u_j'}$) تنش رینولدز می‌باشد که باید شبیه‌سازی گردد. این عبارت در روش ناویراستوکس میانگیری‌شده رینولدز توسط معادلات (۲) محاسبه می‌گردد [17]:

$$\rho\overline{u_i'u_j'} = \mu_t\left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\delta_{ij}\left(\rho\kappa+\mu_t\frac{\partial\bar{u}_k}{\partial x_k}\right)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \kappa^2/\varepsilon$$

(۲)

در این معادله C_μ ضریب ویسکوزیته آشفتگی، κ انرژی جنبشی آشفتگی و ε نرخ اضمحلال آشفتگی می‌باشند. مدل RNG $\kappa-\varepsilon$ برای شبیه‌سازی ویسکوزیته آشفتگی استفاده گردیده است [17-19]. طبق کارهای انجام شده [2,15] برای پیش‌بینی انتقال حرارت برای جریان آب در یک لوله دایره‌ای و در فشارهای بحرانی، مدل آشفتگی RNG $\kappa-\varepsilon$ نسبت به مدل‌های دیگر آشفتگی دقیق‌تر عمل می‌کند. در مدل RNG $\kappa-\varepsilon$ دو معادله برای مقادیر κ و ε باید حل گردند [20]:

$$\frac{\partial(\rho\kappa\bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial\kappa}{\partial x_j}\right)-\rho\overline{u_i'u_j'}\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j}-\rho\varepsilon$$

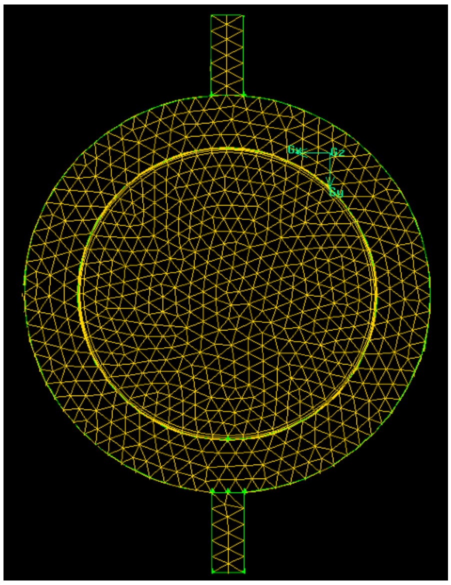
$$\frac{\partial(\rho\varepsilon\bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right)-C_1\frac{\varepsilon}{\kappa}\rho\overline{u_i'u_j'}\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j}-$$

$$\rho\left(C_2+\frac{C_\mu\eta^3\left(1-\frac{\eta}{\eta_0}\right)}{1+\beta\eta^3}\right)\frac{\varepsilon^2}{\kappa}$$

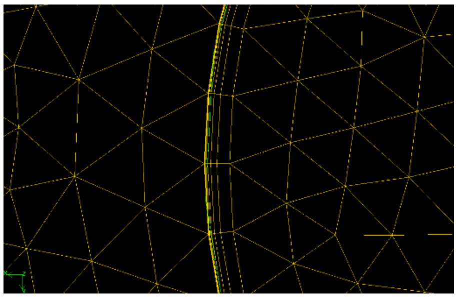
(۳)

پارامترهای $\eta = S\frac{\kappa}{\varepsilon}$ و $S=\sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$ تعریف می‌گردند. همچنین عبارت S_{ij} تانسور نرخ کرنش متوسط بوده و مقادیر ثابت‌ها به صورت $C_1 = 1.42, C_2 = 1.68, \sigma_k = \sigma_\varepsilon = 0.7179$ و $\eta_0 = 4.38, \beta = 0.012, C_\mu = 0.0845$ می‌باشند [20].

برای حل معادلات (۱)، (۲) و (۳) از نرم‌افزار فلوئنت (FLUENT) استفاده گردیده است. هندسه لوله در نرم‌افزار گمبیت (Gambit) [21] رسم گردیده و شبکه‌بندی شده است. این لوله شامل دو قسمت متفاوت برای شبکه‌بندی است. یکی داخل لوله که جریان آب فوق‌بحرانی از آن عبور می‌کند و معادلات ناویراستوکس و انرژی در آن باید حل گردند. دوم دیواره لوله و ورق نصب شده بر روی آن است که فقط معادله انرژی در آن نیاز به حل دارد. به دلیل اینکه جریان داخل لوله از نوع فوق‌بحرانی بوده و تغییرات خواص ترموفیزیکی جریان سیال شدید است، مقدار y^+ شبکه در نزدیک دیواره لوله تقریبا برابر با یک باید باشد [2,13]. برای این کار از شبکه‌بندی لایه مرزی استفاده گردیده است. اولین ردیف شبکه در فاصله 5×10^{-4} mm از دیواره قرار گرفته است. بعد از رسم شبکه لایه مرزی، مقطع لوله، ضخامت لوله و ورق نصب شده بر روی آن با استفاده از روش المان‌های مثلثی (Tri) و اندازه ۱/۵ mm شبکه‌بندی شده است. در انتها نیز حجم لوله و ضخامت لوله و بدنه ورق با اندازه ۲۰ mm شبکه‌بندی می‌گردند. تعداد شبکه‌های ایجاد شده تقریبا برابر با ۹ میلیون است. شبکه ایجاد شده برای حل وارد نرم‌افزار فلوئنت می‌گردد. در شکل (۲) مقطع شبکه‌بندی شده لوله نشان داده شده است. در شکل (۲- ب) لایه مرزی رسم شده برای ایجاد $y^+\approx 1$، بزرگ‌تر نشان داده شده است.



(الف)



(ب)

شکل ۲ مقطع شبکه‌بندی شده لوله: الف) مقطع لوله و ب) شبکه لایه مرزی در نزدیکی دیواره

برای حل جریان و انتقال حرارت، شرایط مرزی در نظر گرفته شده مطابق جدول (۱) است. برای شرط مرزی دیواره مشترک (Coupledwall) که در واقع دیواره بین جریان سیال و ضخامت لوله می‌باشد سرعت سیال صفر در نظر گرفته شده و شرایط مرزی دمایی هم به صورت coupled در نظر گرفته می‌شود. دیواره‌های در تماس با جریان گاز داخل بویلر با شار حرارتی ثابت ۲۵۰ kW/m^2 فرض شده‌اند. شرط مرزی ورودی به صورت فشار ورودی (Pressure inlet) با فشار ۲۴/۱۲ MPa و دمای ورودی ۳۱۲ °C می‌باشد. شدت آشفتگی در ورودی نیز برابر با ۵٪ و قطر هیدرولیکی ۲۸ mm در نظر گرفته شده است. همچنین شرط مرزی خروجی به صورت فشار خروجی (Pressure outlet) با فشار فرضی ۲۲/۹۴ MPa (این فشار در خروجی فرض شده است و از دبی جرمی هدف (Target mass flow rate) استفاده گردیده تا دبی در مقدار ۲/۲۴۷ kg/s تنظیم گردد.) در نظر گرفته شده است.

جدول ۱ شرایط مرزی لوله بویلر

pressure inlet	جریان ورودی به لوله
pressure outlet	جریان خروجی از لوله
wall with heat flux	دیواره‌های در تماس با جریان گاز داخل بویلر
insulated wall	دیواره‌هایی که در تماس جریان گاز نیستند
coupled wall	دیواره مشترک بین جریان سیال و ضخامت لوله

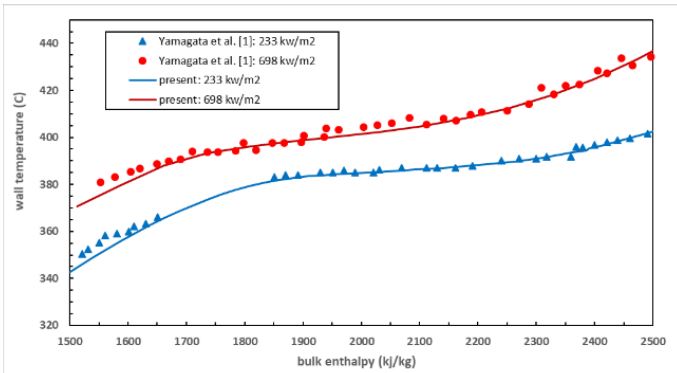
برای حل جریان با نرم‌افزار فلوئنت از یک کامپیوتر ۱۶ هسته‌ای با رم ۳۲ گیگابایت استفاده گردیده است. همچنین با توجه به اینکه اولین ردیف شبکه در فاصله خیلی از کمی دیواره قرار دارد از دقت Double Precision در نرم‌افزار فلوئنت استفاده شده است.

در نرم‌افزار فلوئنت برای فعال‌سازی مدل سیال فوق‌بحرانی آب، باید از قسمت پنجره کار فلوئنت با وارد کردن دستورات لازم این کار را انجام داد. نرم‌افزار فلوئنت از پایگاه داده Reference Fluid Thermodynamic and Transport) REFPROP (Properties برای خصوصیات سیال فوق‌بحرانی آب استفاده می‌کند. پایگاه داده REFPROP توسط مؤسسه ملی فناوری و استانداردهای آمریکا (NIST) تدوین گردیده است. این پایگاه داده شامل جدول خصوصیات سیال‌های فوق‌بحرانی مختلف از جمله آب فوق‌بحرانی می‌باشد. مدل حلگر در نرم‌افزار فلوئنت، بر روی Pressure-based قرار داده شده و حل جریان به صورت پایا (Steady) (تغییرات با زمان صفر است) در نظر گرفته می‌شود. همچنین شتاب جاذبه هم فعال می‌گردد. در قسمت مدل نیز حل معادلات انرژی فعال می‌گردد تا تغییرات دمای سیال را بتوان بررسی کرد. همچنین مدل آشفتگی RNG $\kappa - \varepsilon$ برای شبیه‌سازی جریان سیال در نظر گرفته می‌شود. با توجه به اینکه y^+ دیواره در حدود عدد یک در نظر گرفته شده از مدل Enhanced wall treatment استفاده شده است. در بخش روش‌های حل نیز از روش SIMPLEC برای کوپل فشار و سرعت استفاده شده و همچنین از روش مرتبه دوم برای گسسته‌سازی معادلات مومنتوم و انرژی استفاده شده است. در نهایت با توجه به اینکه همگرا کردن جریان فوق‌بحرانی، به دلیل تغییرات شدید خواص سیال، سخت است مقدار under

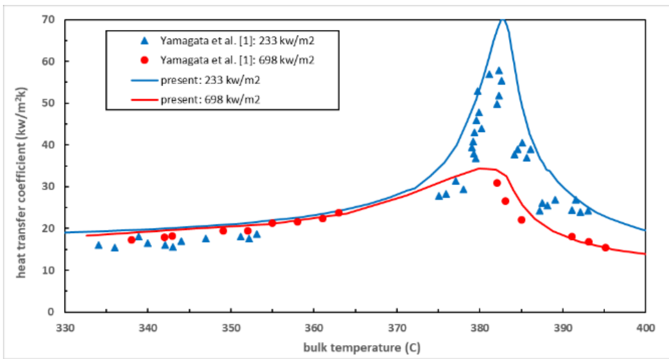
relaxation factor برای معادله انرژی ۰/۹ در نظر گرفته شده است.

اعتبارسنجی حلگر

برای اینکه دقت حلگر فلوئنت و تنظیمات انجام شده برای جریان و انتقال حرارت آب فوق‌بحرانی بررسی گردد از کار آزمایشگاهی یاماگاتا و همکاران [1] استفاده گردیده است. آنها جریان آب فوق‌بحرانی را در یک لوله عمودی به قطر ۷/۵ میلی‌متر و شارهای حرارتی متقارن ۲۳۳ kW/m^2 و ۶۹۸ kW/m^2 بررسی کرده‌اند. در این کار فشار آب فوق‌بحرانی در خروجی لوله و دبی جرمی به ترتیب برابر با ۲۴/۵۲ MPa و ۱۲۶۰ kg/m^2s می‌باشند. شکل (۳–الف)، حل عددی دمای دیواره لوله را بر حسب آنتالپی توده‌ای سیال برای دو شار حرارتی ۲۳۳ kW/m^2 و ۶۹۸ kW/m^2 نشان می‌دهد. همان طور که مشخص است تطابق خوبی بین داده‌های آزمایشگاهی یاماگاتا و همکاران [1] و حل عددی حاضر توسط نرم‌افزار فلوئنت وجود دارد. بیشترین مقدار خطای نسبی تقریبا برابر با ۱٪ در شار گرمایی ۶۹۸ kW/m^2 رخ می‌دهد. همچنین شکل (۳– الف) نشان می‌دهد که دمای دیواره به آرامی تا رسیدن آنتالپی سیال به مقدار شبه‌بحرانی (Pseudocritical) (نقطه‌ای که ظرفیت گرمایی ویژه سیال افزایش شدیدی را نشان داده و به بیشترین مقدار خود می‌رسد. در فشار ۲۴/۵۲ MPa دمای شبه‌بحرانی آب برابر با ۳۸۳ ^oC می‌باشد) افزایش می‌یابد. در شکل (۳– ب)، مقدار ضریب انتقال حرارت بر حسب دمای توده‌ای سیال برای کار حاضر و داده‌های آزمایشگاهی یاماگاتا و همکاران [1] مقایسه شده‌اند. مجددا مقادیر حل عددی حاضر مشابه داده‌های آزمایشگاهی و منطقی می‌باشد. البته در شار حرارتی ۲۳۳ kW/m^2 عدم اطمینان در داده‌های آزمایشگاهی در نزدیکی دمای شبه‌بحرانی قابل مشاهده است و داده‌های آزماشگاهی برای شار حرارتی ۶۹۸ kW/m^2 در نزدیکی نقطه شبه‌بحرانی وجود ندارند. همچنین از شکل (۳–ب) مشخص است که ضریب انتقال حرارت در دمایی نزدیک به نقطه شبه‌بحرانی (۳۸۳ ^oC) به بیشترین مقدار خود می‌رسد.



(الف)



(ب)

شکل ۳ صحه‌گذاری حلگر فلوئنت با کار آزمایشگاهی یاماگاتا و همکاران [1]
الف) دمای دیواره لوله و ب) ضریب انتقال حرارت

برای بررسی تأثیر تعداد شبکه‌بندی بر نتایج حل عددی، مقدار عدد ناسلت در دمای توده‌ای ۳۷۰ °C در مقادیر ۵، ۷، ۹ و ۱۱ میلیون شبکه در جدول (۲) نمایش داده شده است. همان طور که مشاهده می‌گردد اختلاف بین ۹ و ۱۱ میلیون شبکه ۰٫۲۷٪ است. بنابراین شبکه ۹ میلیون انتخاب گردیده است.

جدول ۲ تأثیر تعداد شبکه‌بندی متفاوت بر مقدار عدد ناسلت

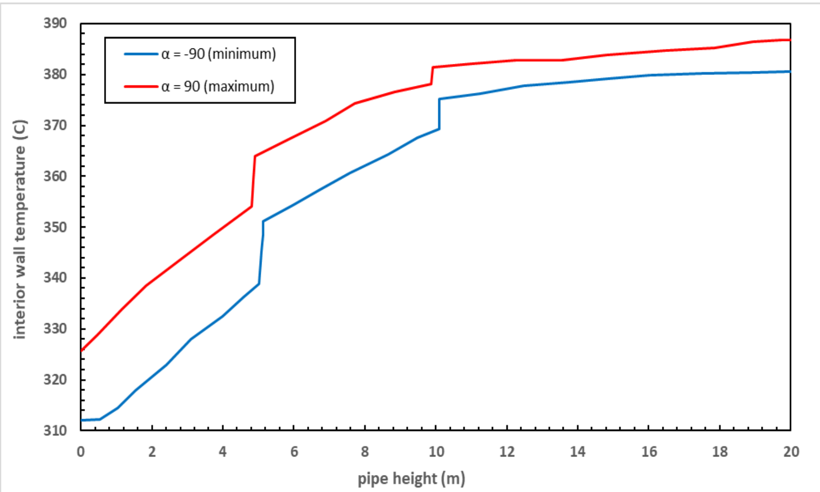
تعداد مش (میلیون)	عدد ناسلت در دمای توده‌ای ۳۷۰ °C	اختلاف (٪)
5	2987	9.26
7	3176	3.52
9	3283	0.27
11	3292	-

ارائه و تفسیر نتایج

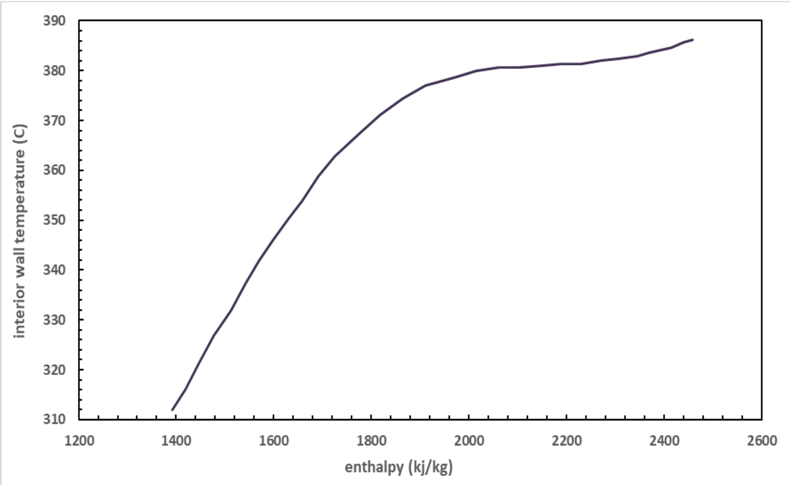
در بخش قبل اعتبار حلگر فلوئنت برای جریان و انتقال حرارت آب فوق‌بحرانی در یک لوله عمودی با کار آزمایشگاهی یاماگاتا و همکاران [1] مورد بررسی و تأیید قرار گرفت. حال به ارائه نتایج برای لوله‌ای از یک بویلر واقعی که هم قسمت شیب‌دار و هم قسمت افقی دارد (مشابه شکل ۱- الف) و شار حرارتی آن نامتقارن است پرداخته می‌گردد.

شکل (۴) تغییرات دمای کمینه و بیشینه دیواره داخلی لوله را در راستای ارتفاع لوله نمایش می‌دهد. بیشترین دما در زاویه $\alpha = 90°$ (مطابق شکل ۱- ج) و کمترین دما در زاویه $\alpha = -90°$ رخ می‌دهد. دمای داخلی دیواره تا رسیدن به دمای نقطه شبه‌بحرانی (بعد از حل عددی، فشار آب در خروجی لوله برابر با ۲۳/۳ MPa به دست می‌آید. در این فشار دمای شبه‌بحرانی آب تقریبا برابر با ۳۸۰ °C می‌باشد) در ابتدا تقریبا به صورت خطی با ارتفاع لوله افزایش می‌یابد. بیشترین دمای دیواره در زاویه $\alpha = 90°$ از مقدار ۳۲۵ °C در محل ورود جریان آب شروع شده تا به دمای ۳۸۷ °C در خروجی لوله برسد. همچنین کمترین دمای داخلی دیواره در زاویه $\alpha = -90°$ از مقدار ۳۱۲ °C تا ۳۸۱ °C از ابتدا تا انتهای لوله تغییر می‌یابد. بیشترین دمای دیواره داخلی لوله در ارتفاع ۱۰ m به دمای شبه‌بحرانی ۳۸۰ °C می‌رسد. همچنین کمترین دمای دیواره داخلی لوله نیز در ارتفاع ۱۵/۵ m در محدوده دمای شبه‌بحرانی قرار می‌گیرد.

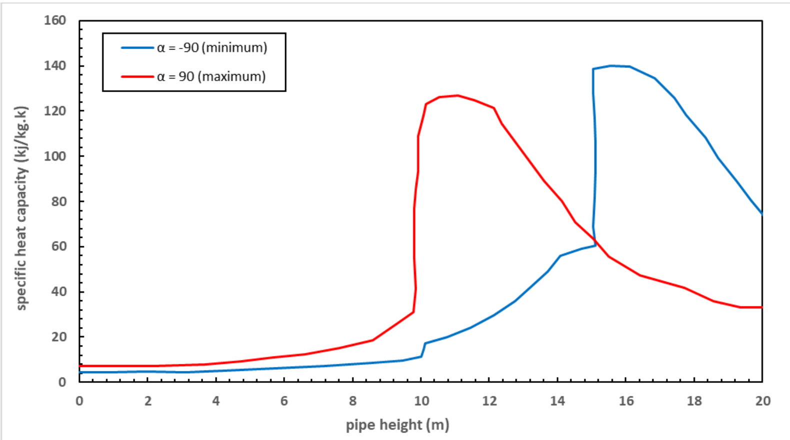
در شکل (۵) تغییرات دمای دیواره بر حسب آنتالپی سیال نشان داده شده است. دمای دیواره در مکان‌های مختلف آن بر حسب تغییرات آنتالپی آب تفاوتی نمی‌کند. دمای دیواره در ابتدا با افزایش آنتالپی آب به صورت خطی افزایش می‌یابد. زمانی که دمای دیواره به مقدار دمای شبه‌بحرانی نزدیک می‌شود دمای دیواره با تغییر آنتالپی تقریبا ثابت مانده و مقدار کمی افزایش می‌یابد. مجددا در آنتالپی تقریبا برابر با ۲۳۰۰ kJ/kg، دمای دیواره شروع به افزایش با شیب بیشتری می‌کند. این اتفاق در شکل (۳- الف) نیز قابل مشاهده است.



شکل ۴ تغییرات دمای کمینه و بیشینه دیواره داخلی لوله بر حسب ارتفاع لوله



شکل ۵ تغییرات دمای دیواره داخلی لوله بر حسب آنتالپی آب

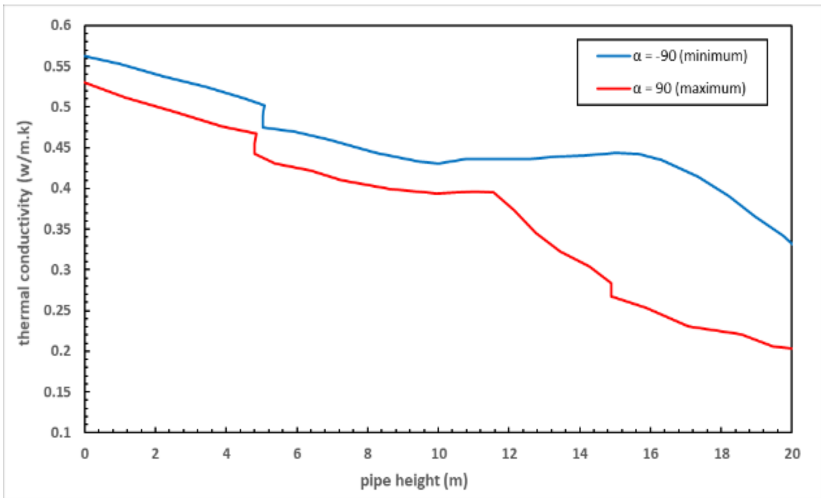


شکل ۶ تغییرات ظرفیت گرمایی ویژه آب بر حسب ارتفاع لوله

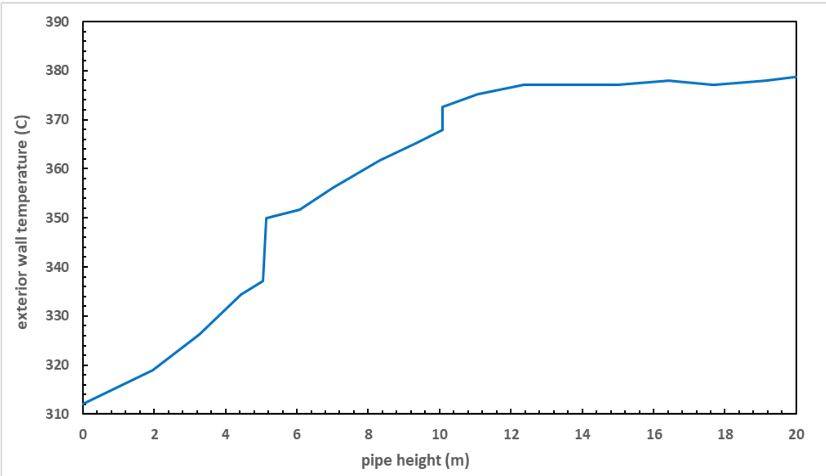
تغییرات ظرفیت گرمایی ویژه آب فوق‌بحرانی بر حسب ارتفاع لوله در شکل (۶) نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود آب در دو ارتفاع تقریبی m ۱۰ و m ۱۵/۵ بیشترین ظرفیت گرمایی ویژه را دارا می‌باشد. این ارتفاع‌ها مطابق شکل (۴)، ارتفاعی است که دمای سیال نزدیک به نقطه شبه‌بحرانی می‌گردد. در این نقاط که ظرفیت گرمایی ویژه بیشترین مقدار خود را داراست بیشترین ضریب انتقال حرارت نیز رخ می‌دهد.

شکل (۷) تغییرات ضریب رسانندگی گرمایی را نمایش می‌دهد. رسانندگی گرمایی سیال با افزایش ارتفاع لوله و دمای سیال کاهش می‌یابد. همان طور که مشخص است در نقاط شبه‌بحرانی شیب کاهش مقدار رسانندگی گرمایی افزایش می‌یابد.

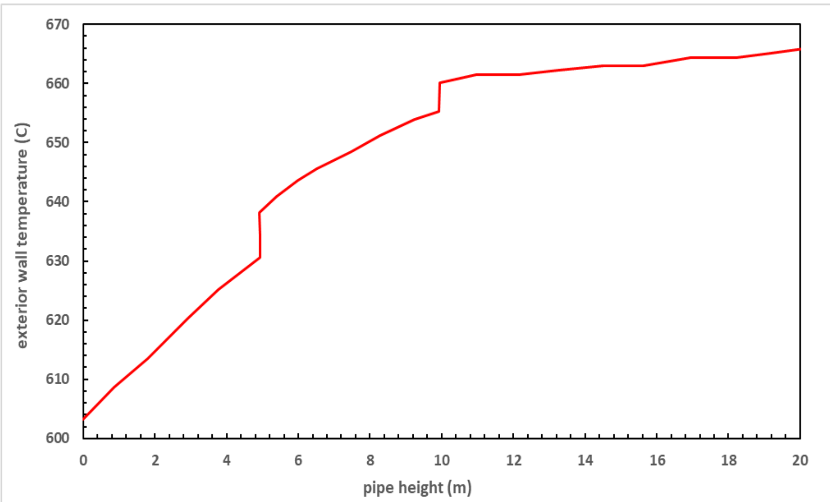
یکی از مقادیر مهم در طراحی و کارکرد لوله‌های بویلر، بیشترین مقدار دمای دیواره خارجی لوله‌ها می‌باشد. اگر مقدار دمای کارکرد از مقدار دمایی که جنس لوله می‌تواند تحمل کند بیشتر گردد باعث صدمه دیدن لوله‌ها می‌گردد. در شکل (۸) تغییرات دمای کمینه و بیشینه دیواره خارجی لوله‌ها بر حسب ارتفاع لوله رسم گردیده است. دمای کمینه دیواره خارجی لوله از مقدار $312\ ^oC$ تا $381\ ^oC$ و دمای بیشینه دیواره خارجی لوله از مقدار $603\ ^oC$ تا $666\ ^oC$ تغییر می‌یابد. بنابراین بیشترین دمای دیواره لوله از ابتدا تا انتهای لوله بین $603\ ^oC$ تا $666\ ^oC$ افزایش می‌یابد. جنس لوله باید طوری باشد که این حداکثر دما را بتواند تحمل کند.



شکل ۷ تغییرات ضریب انتقال حرارت رسانشی آب بر حسب ارتفاع لوله



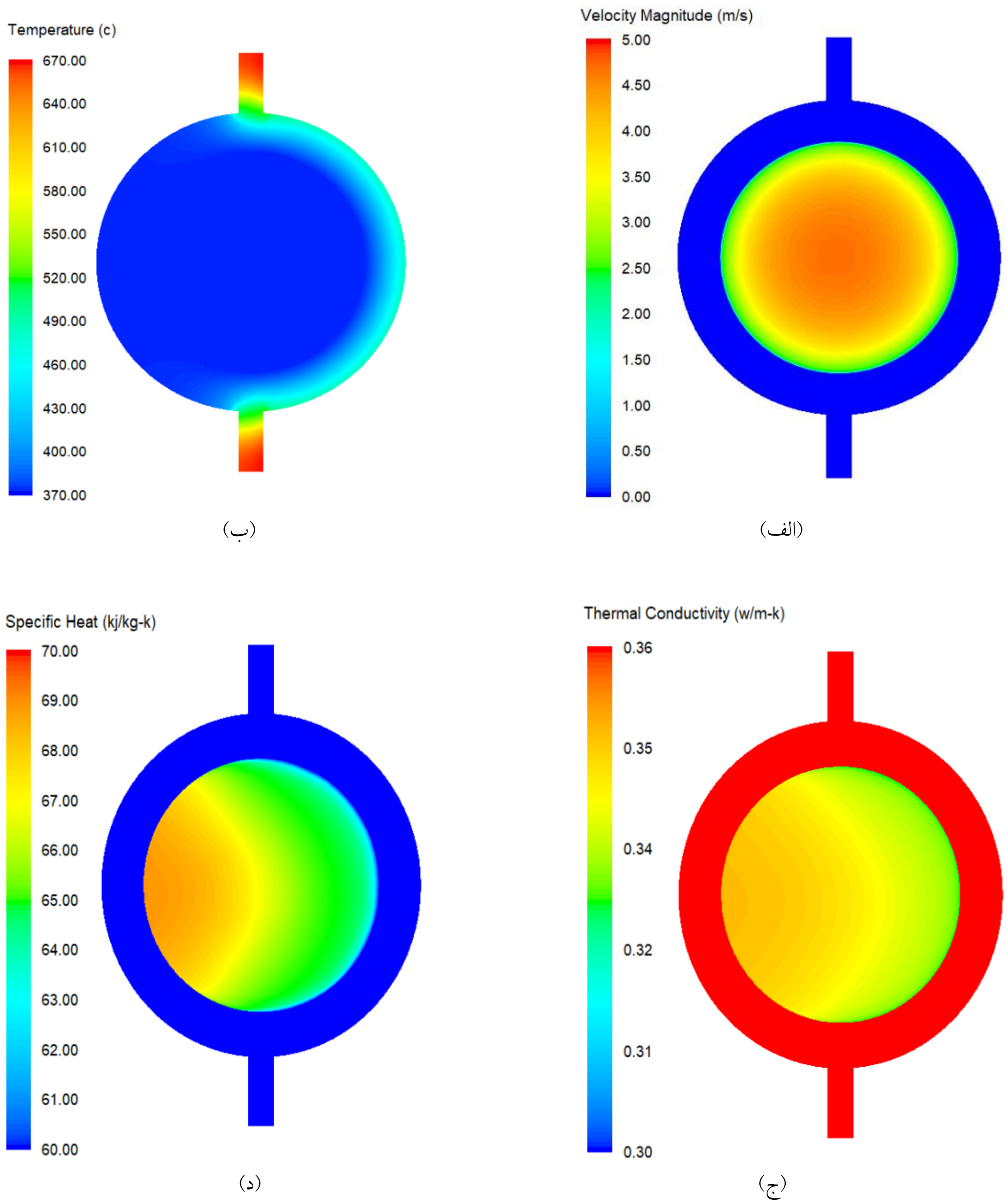
(الف)



(ب)

شکل ۸ تغییرات دمای کمینه و بیشینه دیواره خارجی لوله بر حسب ارتفاع لوله: الف) کمینه دما (α = -90°) ب) بیشینه دما (α = 90°)

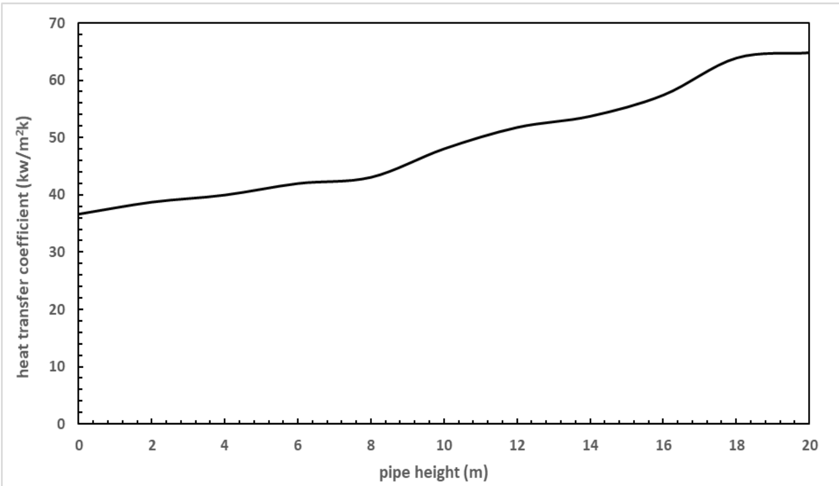
برای بررسی دقیق‌تر تغییرات دمای بدنه لوله و سرعت و دمای آب فوق‌بحرانی، کانتور دما، ضریب رسانندگی گرمایی، ظرفیت گرمایی ویژه و سرعت سیال در خروجی لوله در شکل (۹) رسم گردیده است. بیشترین سرعت سیال در مرکز لوله رخ می‌دهد. همچنین بیشترین دمای بدنه در ورق‌های نصب شده بر روی لوله‌های بویلر اتفاق می‌افتد. دمای لوله در سمت عایق مشابه با دمای سیال داخل لوله و برابر با $380\ ^{o}C$ و دمای بدنه خارجی لوله در سمتی که شار حرارتی وارد می‌گردد برابر با مقدار تقریبی $480\ ^{o}C$ است. همچنین از کانتورهای ضریب رسانندگی گرمایی و ظرفیت گرمایی ویژه مشخص است که بیشترین مقدار آن‌ها در سمت دیواره عایق رخ می‌دهند.



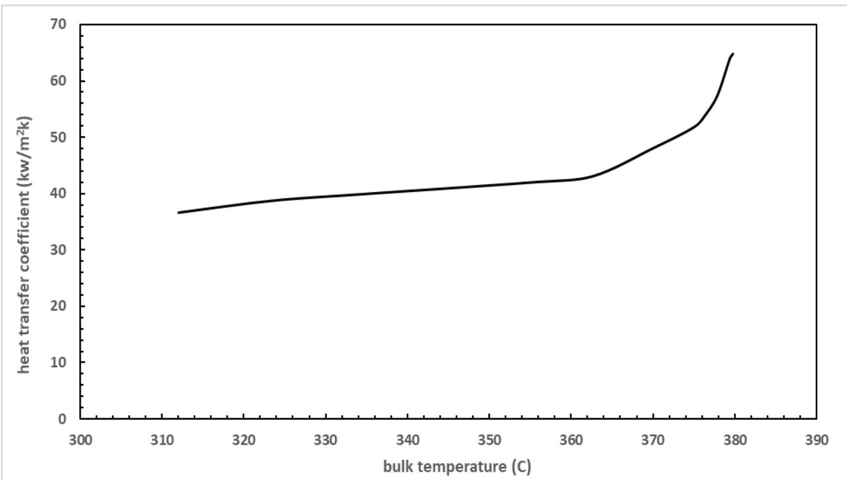
شکل ۹ کانتورهای: الف) سرعت، ب) دما، ج) ضریب رسانندگی گرمایی و د) ظرفیت گرمایی ویژه در خروجی لوله بویلر

در شکل (۱۰– الف) نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت بر حسب ارتفاع لوله رسم گردیده است. با افزایش ارتفاع لوله، ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد. در انتهای ارتفاع لوله، که دمای آب به نزدیکی دمای شبه‌بحرانی می‌رسد، مقدار ضریب انتقال حرارت در مقدار ماکزیمم خود تقریبا ثابت می‌ماند. در شکل (۱۰– ب) تغییرات ضریب انتقال حرات بر حسب دمای توده‌ای سیال نشان داده شده است. مشاهده می‌گردد که شیب افزایش ضریب انتقال حرارت بر حسب تغییرات دما در نزدیکی دمای شبه‌بحرانی سیال، بسیار بیشتر از شیب افزایش ضریب انتقال حرارت در دماهای کمتر از شبه‌بحرانی می‌باشد. این نتیجه در کار یاماگاتا و همکاران [1] نیز مشاهده شده است.

تغییرات عدد ناسلت بر حسب ارتفاع لوله و دمای توده‌ای سیال در شکل (۱۱) نمایش داده شده است. عدد ناسلت با افزایش ارتفاع لوله و دمای توده‌ای سیال افزایش می‌یابد. مقدار عدد ناسلت در نزدیکی دمای شبه‌بحرانی سیال، افزایش چشم‌گیری دارد، به صورتی که مقدار آن در این محدوه به حدود ۶۸۰۰ می‌رسد که حدود ۳/۶ برابر مقدار عدد ناسلت در ورودی لوله (۱۸۸۰) است.

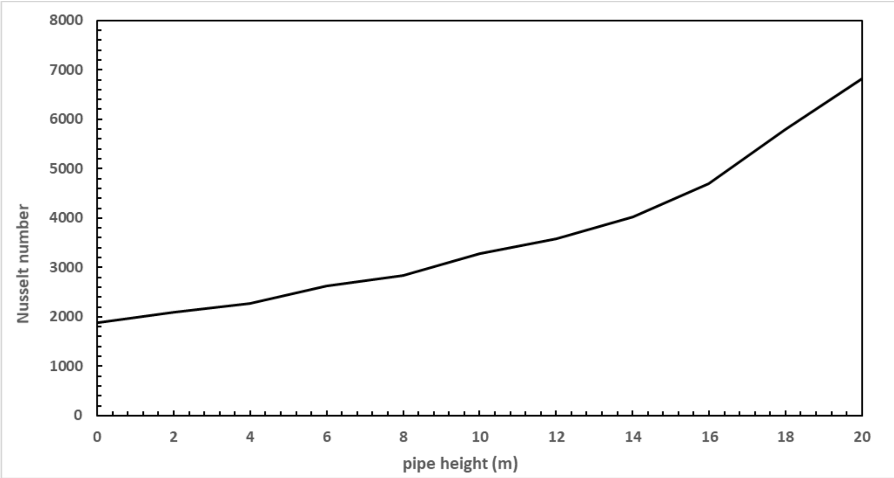


(الف)

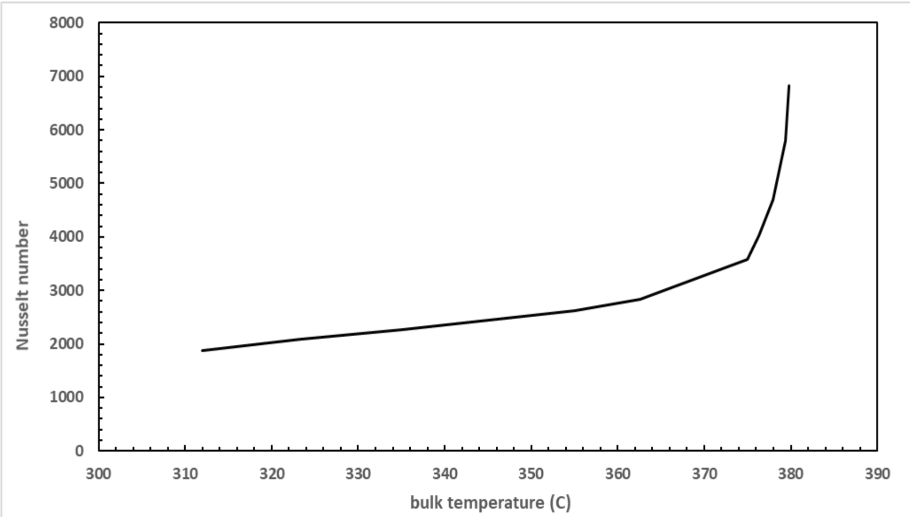


(ب)

شکل ۱۰ تغییرات ضریب انتقال حرارت بر حسب: الف) ارتفاع لوله و ب) دمای توده‌ای سیال



(الف)



(ب)

شکل ۱۱ تغییرات عدد ناسلت بر حسب: الف) ارتفاع لوله و ب) دمای توده‌ای سیال

نتیجه‌گیری

شبیه‌سازی عددی جریان آب فوق‌بحرانی در لوله‌های بویلر نیروگاه نکا مازندران، که هم قسمت شیب‌دار و هم قسمت افقی دارند و شار حرارتی آن نیز به صورت نامتقارن می‌باشد، با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت انجام گردید. در ابتدا حلگر فلوئنت برای انتقال حرارت آب فوق‌بحرانی با کار آزمایشگاهی یاماگاتا و همکاران [1] صحه‌گذاری گردیده و سپس نتایج زیر برای لوله بویلر با سیال فوق‌بحرانی به دست آمد:

۱. بیشـــترین دما در زاویه $\alpha = 90°$ و کمترین دما در زاویه $\alpha = -90°$ رخ می‌دهد.

۲. بیشـــترین و کمترین دمای دیواره داخلی لوله به ترتیب در ارتفاع‌های ۱۰ m و ۱۵/۵ m در محدوده دمای شـــبه‌بحرانی قرار می‌گیرند.

۳. در خروجی لوله بویلر، آب از حالت شـــبه‌بحرانی خارج گردیده است.

۴. بیشترین دمای دیواره لوله از ابتدا تا انتهای لوله، بین ۶۰۳ ^{o}C تا ۶۶۶ ^{o}C تغییر می‌یابد.

۵. مقدار ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت با افزایش ارتفاع لوله و دمای توده‌ای سیال، افزایش می‌یابد.

۶. در نزدیکی دمای شـبه‌بحرانی، ضـریب انتقال حرارت و عدد ناسلت دچار تغییرات و افزایش شدیدی می‌گردند.

در نهایت می‌توان نتیجه گرفت که نرم‌افزار فلوئنت به همراه پایگاه داده REFPROP، به خوبی می‌تواند برای شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت آب فوق‌بحرانی در لوله‌های بویلر

فوق‌بحرانی مورد استفاده قرار بگیرد.

فهرست علائم و اختصارات

c_p	ظرفیت گرمایی ویژه، J/kg.K
C_μ	ضریب ویسکوزیته آشفتگی، −
g	شتاب جاذبه، m/s^2
k	رسانندگی گرمایی، W/m.K
P	فشار، Pa
Pr	عدد پرانتل، −
S_{ij}	تانسور نرخ کرنش متوسط
T	دما، ^oC
u	سرعت، m/s
y^+	فاصله عمود المان شبکه تا دیواره، −

علائم یونانی

α	زاویه محیطی، −
ρ	چگالی، kg/m^3
μ	ویسکوزیته دینامیکی، kg/m.s
κ	انرژی جنبشی آشفتگی، J/kg
ε	نرخ اضمحلال آشفتگی، J/kg.s

زیرنویس

t	آشفتگی

بالانویس

−	متوسط گیری شده زمانی

واژه‌نامه

ریفپراپ	Refprop
افت انتقال حرارت	Deteriorated Heat Transfer
مدل تنش رینولدز	Reynolds stress model
عدد رینولدز کوچک	Low-Reynolds number
شار حرارتی بحرانی	Critical Heat Flux
دیواره آبی	Water wall
جوشش فیلمی	Film boiling
فلوئنت	Floent
گمبیت	Gambit
مثلثی	Tri
دیواره مشترک	Coupled wall
فشار ورودی	Pressure inlet
فشار خروجی	Pressure outlet
دبی جرمی هدف	Target mass flow rate
دقت دو برابر	Double precision
فشار گرا	Pressure-based
پایا	Steady
رفتار افزایشی دیواره	Enhanced wall treatment
سیمپل سی	Simplec
ضریب زیر تخفیف	Under relaxation factor

تقدیر و تشکر

مراجع

[1] K. Yamagata, K. Nishikawa, S. Hasegawa, T. Fujii, S. Yoshida, "Forced convective heat transfer to supercritical water flowing in tubes Transfert thermique par convection forcee dans les tubes pour un ecoulement d'eau supercritiqueZwangskonvektive wärmeübertragung an überkritisches, durch rohre fliessendes wasser," *International Journal of Heat and Mass Transfer*. vol. 15, no. 12, pp. 2575-2593, (1972).

[2] Y. Zhang, C. Zhang, J. Jiang, "Numerical simulation of heat transfer of supercritical fluids in circular tubes using different turbulence models," *Journal of Nuclear Science and Technology*, vol. 48, no. 3, pp. 366-373, (2011).

[3] X. Kong, D. Sun, L. Gou, S. Wang, N. Yang, H. Li, "Numerical investigation on heat transfer of supercritical water with a variable turbulent Prandtl number model," *Journal of Nuclear. Engineering and. Radiation Science*. vol. 6, no. 3, p. 031104, (2020).

[4] J. Liu, P. Zhao, M. Lei, S. Yang, H. Nemati, "Numerical investigation of spatial-developing turbulent heat transfer in forced convections at different supercritical pressures," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 159, p. 120128, (2020).

[5] G. A. Schatte, A. Kohlhepp, C. Wieland and H. Spliethoff, "Development of a new empirical correlation for the prediction of the onset of the deterioration of heat transfer to supercritical water in vertical tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 102, pp. 133-141, (2016).

[6] K. Węglarz, D. Taler, J. Taler, M. Marcinkowski, "Numerical Modelling of Steam Superheaters in Supercritical Boilers," *Energies.* vol. 16, no. 6, p. 2615, (2023).

[7] X. Hao, P. Xu, H. Suo, L. Guo, "Numerical investigation of flow and heat transfer of supercritical water in the water-cooled wall tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 148, p. 119084, (2020).

[8] T. Zhang, D. Che, "Numerical investigation on heat transfer of supercritical water in a roughened tube," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 69, no. 6, pp. 558-573, (2015).

[9] X. Du, Z. Lv, S. Zhao, Q. Qiu, X. Zhu, "Numerical analysis of diameter effects on convective supercritical water flow in a vertical round tube," *Applied Thermal Engineering*, vol. 160, p. 114095, (2019).

[10] Z. Luo, X. Fang, Y. Yang, W. Chen, L. Zhang, "Prediction of "critical heat flux" for supercritical water and CO_2 flowing upward in vertical heated tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 159, p. 120115, (2020).

[11] X. Zhou, T. Niu, Y. Xin, Y. Li, D. Yang, "Experimental and numerical investigation on heat transfer in the vertical upward flow water wall of a 660MW ultra-supercritical CFB boiler," *Applied Thermal Engineering*, vol. 188, p. 116664, (2021).

[12] S. Wang, Y. Xin, D. Yang, L. Dong, X. Zhou, "Experimental and numerical study on the heat transfer to supercritical water in an inclined smooth tube," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 170, p. 107111, (2021).

[13] Z. Wang, G. Qi, M. Li, "Numerical Investigation of Heat Transfer to Supercritical Water in Vertical Tube under Semicircular Heating Condition," *Energies.* vol. 12, no. 20, p. 3958, (2019).

[14] Z. Li, Y. Wu, J. Lu, D. Zhang, H. Zhang, "Heat transfer to supercritical water in circular tubes with circumferentially non-uniform heating," *Applied Thermal. Engineering*, vol. 70, pp. 190–200, (2014).

[15] G. Zhang, Y. Li, Y. Dai and R. Wang, "Heat transfer to supercritical water in a vertical tube with concentrated incident solar heat flux on one side," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 95, no. 12, pp. 944–952, (2016).

[16] M. Qu, D. Yang, Z. Liang, L. Wan, D. Liu, "Experimental and numerical investigations on heat transfer of ultra-supercritical water in vertical upward tube under uniform and non-uniform heating," *International Journal of Heat*

and Mass Transfer, vol. 127, pp. 769–783, (2018).

[17] B. E. Launder, *Lectures in mathematical models of turbulence*, London, New York, Academic Press, (1972), [E-book].

[18] F. Incropera, D. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 8th Edition, John Wiley & Sons, New York, NY, (2002), [E-book]

[19] M. Anbarsooz, M. Pasandideh-Fard, N. Shaleh, "Numerical Simulation of Toos Power Plant Boiler to Improve its Thermal Efficiency,", *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 27, no. 1, pp. 117-134, (2016).

[20] "FLUENT Manual", *ANSYS Inc*., Canonsburg, Pa, USA, (2008).

[21] M. Niknam-Azodi, M. Moghiman, "Numerical Study of the Effects of Structural and Functional Parameters on Unmixed Combustion of Natural Gas in Three Radiant Tubes with Different Geometries," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 33, no. 2, pp. 83-92, (2021).